

POWER ROLLER BEARING OF TOROIDAL TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

Patent Number: JP2000291757
Publication date: 2000-10-20
Inventor(s): IMANISHI TAKASHI; GOTO NOBUO; MURAKAMI YASUO; YOSHIKAWA TOMONOBU
Applicant(s):: NSK LTD
Requested Patent: ☒ JP2000291757 (JP00291757)
Application Number: JP19990098842 19990406
Priority Number(s):
IPC Classification: F16H15/38 ; F16C33/58
EC Classification:
Equivalents:

Abstract

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a power roller bearing of a toroidal type continuously variable transmission which can restrain the drop of a life.

SOLUTION: A power roller bearing 11 is used for a toroidal type continuously variable transmission used for the transmission of an automobile and has a power roller 10, outer race 13, plural balls 12 and a holder 14. The outer race 13 and power roll 10 are formed in an annular shape respectively. Raceway grooves 15, 16 are formed on the end surface 17, 18 facing each other of the outer race 13 and power roller 10. The raceway grooves 15, 16 are formed in the annular shape and arc section shape respectively. Residual compression stress layers 23, 24 are formed on the surfaces of the raceway grooves 15, 16 respectively.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-291757

(P2000-291757A)

(43) 公開日 平成12年10月20日 (2000. 10. 20)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テ-マコト* (参考)
F 1 6 H 15/38		F 1 6 H 15/38	3 J 0 5 1
F 1 6 C 33/58		F 1 6 C 33/58	3 J 1 0 1

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 7 頁)

(21) 出願番号	特願平11-98842	(71) 出願人	000004204 日本精工株式会社 東京都品川区大崎1丁目6番3号
(22) 出願日	平成11年4月6日 (1999. 4. 6)	(72) 発明者	今西 尚 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内
		(72) 発明者	後藤 伸夫 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内
		(74) 代理人	100058479 弁理士 鈴江 武彦 (外 5 名)

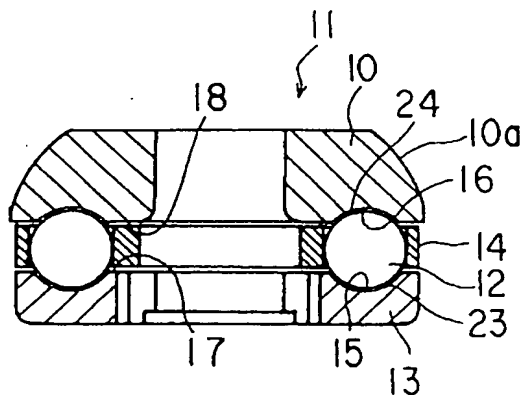
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 トロイダル形無段変速装置のパワーローラ軸受

(57) 【要約】

【課題】 寿命の低下を抑制できるトロイダル形無段変速装置のパワーローラ軸受を提供する。

【解決手段】 パワーローラ軸受11は自動車などのトランスミッションに用いられるトロイダル形無段変速装置に用いられる。パワーローラ軸受11はパワーローラ10と外輪13と複数の玉12と保持器14などを備えている。外輪13とパワーローラ10とは夫々円環状に形成されている。外輪13とパワーローラ10の互いに相対する端面17, 18に軌道溝15, 16を形成している。軌道溝15, 16はそれぞれ円環状でかつ断面円弧状に形成されている。軌道溝15, 16の表面には夫々残留圧縮応力層23, 24が形成されている。



【特許請求の範囲】

【請求項1】駆動源により回転駆動される入力ディスクと、前記入力ディスクに対向して設けられた出力ディスクと、の間に揺動自在に設けられたトロイダル形無段変速装置のパワーローラ軸受において、外輪と、前記入力ディスク及び出力ディスクに転接するパワーローラと、前記外輪とパワーローラとの間に転動自在に設けられた玉と、を備え、前記外輪及びパワーローラ双方が円環状でかつ断面円弧状に形成され前記玉が転動する軌道溝を有するとともに、前記外輪の軌道溝とパワーローラの軌道溝とのうち少なくとも一方にショットピーニング加工を施したことを特徴とするトロイダル形無段変速装置のパワーローラ軸受。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、例えば、自動車及び一般産業ならびに輸送機器用のトランスミッションに用いられるトロイダル形無段変速装置のパワーローラ軸受に関する。

【0002】

【従来の技術】自動車及び一般産業ならびに輸送機器用のトランスミッションに用いられるトロイダル形無段変速装置は、互いに相対する入出力ディスクと、これらの入出力ディスクの間に設けられたパワーローラと、入出力ディスクを互いに近付ける方向に入出力ディスクのうち少くとも一方を押圧するローディングカム機構などを備えている。

【0003】入力ディスクは、エンジンなどの駆動源によって回転駆動される。出力ディスクは、入力ディスクの回転に基く動力をパワーローラなどを介して伝達される。

【0004】パワーローラは、入力ディスクと出力ディスクとの間に揺動自在に設けられている。パワーローラは、双方のディスクに転接するトラクション部を備えている。パワーローラは、スラスト軸受としてのパワーローラ軸受によってその回転が許容された状態で支持されている。

【0005】パワーローラ軸受は、内輪としての前述したパワーローラと、外輪と、外輪とパワーローラとの間に転動自在に設けられた転動体としての球状の玉と、を備えている。パワーローラは、トラニオンによって、前記入力ディスクと出力ディスクとの間に揺動自在に設けられている。パワーローラは、その傾き角度を変化させることでトロイダル形無段変速装置の変速比を変化させる。

【0006】このようなパワーローラ軸受の部材構成は、パワーローラを除けば、外見上では、スラスト荷重

が作用する回転軸の支承に用いられるスラスト玉軸受とほとんど変わらない。

【0007】そこで、既存のスラスト玉軸受用に設計された部品を流用することで、トロイダル形無段変速装置のパワーローラ軸受を安価に生産することが研究されてきた。

【0008】しかし、パワーローラ軸受は、外観上では、スラスト玉軸受に部材構成が酷似するが、内輪としてのパワーローラの担う機能が一般のスラスト玉軸受とは全く異なっており、それに起因してパワーローラ自体に作用する荷重分布や、外輪とパワーローラとの間に介在する玉と、外輪及びパワーローラとの接触挙動が、一般のスラスト玉軸受とは大きく相違するため、その相違点を配慮した各種の改良が必要不可欠になる。

【0009】例えば、一般のスラスト玉軸受における内輪は、軸の支持部材であるが、パワーローラ軸受において、パワーローラは、入力ディスクから出力ディスクに回転を伝達する動力伝達部材で、ギヤ式が多段変速機における変速ギヤに相当する。そして、このようなパワーローラは、入力ディスクや出力ディスクから強い押圧力を受けた状態で高速回転されるため発熱が大きく、このパワーローラの発熱が玉などを加熱する。

【0010】そのため、外輪とパワーローラとの間に供給する潤滑油としては、動力伝達することを目的として開発された高粘度のトラクション油を用いることが必須となる。

【0011】また、パワーローラの入力ディスクと出力ディスクとに接触するトラクション部は、パワーローラの外周縁上で互いに180度離れた対向位置となり、入力ディスクや出力ディスクからの強い押圧力はこれらの対向位置（トラクション部）にラジアル荷重とスラスト荷重の合力として集中作用する。従って、入力ディスクや出力ディスクに接触するトラクション部には、非常に高い接触面圧が発生する。

【0012】例えば、一般の軸受は接触面圧が2～3 GPa（ギガパスカル）以下で使用されるのに対し、車両用のトロイダル形無段変速装置に使用されるパワーローラ軸受の場合は、通常の減速時では接触面圧が2.5～3.5 GPaとなり、最大減速時には接触面圧が4 GPaにも達する場合がある。

【0013】更に、入力ディスクや出力ディスクからの強い押圧力は、パワーローラのトラクション部上の180°離間した対向位置にラジアル荷重として集中作用して、パワーローラに半径方向の圧縮変形を生じさせる。この圧縮変形によってパワーローラに反りを生じため、パワーローラに作用するスラスト荷重を、パワーローラと外輪との間に介在する複数個の玉に均等に分担させることは、ほとんど不可能になる。即ち、玉に作用するスラスト荷重は、入力乃至出力ディスクとの接触位置（トラクション部）と90度ずれた位置で大きくなり、

その結果、玉の軌道溝に対する接触面圧にはばらつきが生じ、一部の玉は極めて高い接触圧で軌道溝を転動することになる。

【0014】従って、入力ディスクや出力ディスクに接触するトラクション部や、玉が接触するパワーローラ及び外輪それぞれの軌道溝は、高い接触面圧の局所的な作用に対する寿命低下を防止するために、材質や、表面の硬度、表面粗さの特別な調整が不可欠となる。

【0015】このような背景から、本願出願人は、接触面圧の局所的な作用に対する耐久性を向上させて軸受寿命を向上させることから、玉を中炭素鋼や高炭素鋼で形成すると共に、浸炭窒化処理や焼き入れ及び焼き戻し処理により玉の表面の硬度、強度を調整する技術を提案している（特開平7-208568号公報参照）。

【0016】また、本願出願人は、入力ディスク及び出力ディスクと、これらに接触するパワーローラとに、浸炭処理を施した後に研削仕上げ処理を施したり、あるいは、浸炭窒化処理を施した後に研削仕上げ処理を施して、これらの部材の表面の硬度や有効硬化層深さを、局所的な接触面圧の作用に耐える適正值（2mm以上で4mm以下）に調整する技術を提案している（特開平7-71555号公報参照）。

【0017】

【発明が解決しようとする課題】ところが、前述したパワーローラと外輪との間に供給する潤滑油として専用のトラクション油の採用や、材質の選択や表面処理によるパワーローラと玉の硬度や有効硬化層深さや表面粗さの適正化などを実施しても、それだけでは、十分ではない。

【0018】パワーローラ軸受は、動力伝達が本来の目的であるから、軸受内での動トルク損失をできる限り低減して、トルクの伝達効率の向上を図ることが重要になるが、前述した改良だけでは、例えば、パワーローラ及び外輪それぞれの軌道溝や玉の寸法設定によっては、軸受内での動トルク損失の増大が発生して、トルク伝達効率の低下という問題が発生する場合があった。

【0019】また、前述したパワーローラなどの表面の硬度や有効硬化層深さの調整を行っていても、時には、軌道溝の縁や玉の早期破損や、軌道溝と玉との接触面の傷つき等によって、軸受寿命の低下という問題が発生する場合があった。

【0020】したがって、本発明の目的は、軸受寿命の低下を抑制できるトロイダル形無段変速装置のパワーローラ軸受を提供することにある。

【0021】

【課題を解決するための手段】前記課題を解決し目的を達成するために、本発明のトロイダル形無段変速装置のパワーローラ軸受は、駆動源により回転駆動される入力ディスクと、前記入力ディスクに対向して設けられた出力ディスクと、の間に揺動自在に設けられたトロイダル

形無段変速装置のパワーローラ軸受において、外輪と、前記入力ディスク及び出力ディスクに転接するパワーローラと、前記外輪とパワーローラとの間に転動自在に設けられた玉と、を備え、前記外輪及びパワーローラ双方が円環状でかつ断面円弧状に形成され前記玉が転動する軌道溝を有するとともに、前記外輪の軌道溝とパワーローラの軌道溝とのうち少なくとも一方にショットピーニング加工を施したことを特徴としている。

【0022】このように構成されたトロイダル形無段変速装置のパワーローラ軸受は、外輪の軌道溝と、パワーローラの軌道溝と、のうち少なくとも一方にショットピーニング加工が施されている。ショットピーニング加工が施された軌道溝の表面には、残留圧縮応力が発生した層が形成される。

【0023】この残留圧縮応力を有する層によって、玉が軌道溝を転動する際に生じる接触面圧が緩和されることとなる。したがって、パワーローラ軸受の疲れ寿命の低下を抑制することができる。

【0024】

【発明の実施の形態】以下、本発明の一実施形態を図1ないし図6を参照して説明する。

【0025】図1はトロイダル形無段変速装置としてのシングルキャビティ式ハーフトロイダル形無段変速装置20を用いた自動車用トランスミッション21の一部を示す断面図であり、図2はこのトロイダル形無段変速装置20のスラスト軸受としてのパワーローラ軸受11を示す断面図である。

【0026】図1に示すように、自動車用トランスミッション21に用いられるシングルキャビティ式ハーフトロイダル形無段変速装置20は、エンジン等を含む駆動源Eによって回転駆動される入力軸1と、入力ディスク2と、出力ディスク3と、パワーローラ10と、押圧手段としてのローディングカム機構6とを備えている。

【0027】入力ディスク2は、入力軸1に支持されかつこの入力軸1と連動して回転する。出力ディスク3は、入力軸1に入力ディスク2と対向して支持されて設けられている。出力ディスク3は、入力軸1の回転に基づく動力を取出す出力軸と連動して回転する。

【0028】パワーローラ10は入力ディスク2と出力ディスク3との間に揺動自在に設けられかつ双方のディスク2、3に転接する。ローディングカム機構6は、入力ディスク2の背面側に設けられている。

【0029】ローディングカム機構6は、カムディスク4とカムローラ5とを備えている。カムディスク4は、入力軸1にスプライン係合し、入力軸1と連動して回転する。カムディスク4の入力ディスク2に相対する面には、周方向に沿って凹凸に形成されたカム面22が形成されている。カムディスク4は駆動源Eと連動して回転する。

【0030】カムローラ5は、カムディスク4と入力デ

ィスク2との間に設けられている。カムローラ5は、入力軸1の軸線Pに関し放射方向に沿った軸線Q回りに回転自在に設けられている。カムローラ5は、入力軸1の軸線P回りに複数配されている。

【0031】前述した構成によって、ローディングカム機構6は、エンジンを含む駆動源Eによってカムディスク4が連動して回転すると、カム面22がカムローラ5を入力ディスク2に向かって押圧する。そして、入力ディスク2と出力ディスク3とが互いに近づく方向にカムローラ5を介して入力ディスク2が押圧される。また、押圧手段としてローディングカム機構6の代わりに油圧ピストン等の押付力発生機構を用いても良い。

【0032】入力ディスク2と出力ディスク3との間に、トラニオン8が設けられている。トラニオン8は枢軸7を中心として図1中の矢印Rで示す方向に揺動することができる。トラニオン8の中心部に変位軸9が設けられている。この変位軸9に、パワーローラ10が回転自在に支持されている。

【0033】このパワーローラ10は、入力ディスク2及び出力ディスク3とに転接するトラクション部10aを有している。パワーローラ10は、入力ディスク2と出力ディスク3との間において、その傾き角度をトロイダル形無段変速装置20の変速比に応じて変化させる。なお、パワーローラ10は、後述するスラスト軸受としてのパワーローラ軸受11の内輪をなしている。

【0034】トラニオン8とパワーローラ10との間に、スラスト軸受としてのパワーローラ軸受11が設けられている。パワーローラ軸受11は、図2に示すように、内輪としての前述したパワーローラ10と、外輪13、複数の転動体としての玉12と、保持器14と、を備えている。

【0035】外輪13は、円環状に形成されており、トラニオン8に支持される。玉12は、それぞれ球状に形成されている。玉12は、それぞれパワーローラ10と外輪13との間に転動自在に設けられている。保持器14は、円環状に形成されており、外輪13と、パワーローラ10との間に設けられている。保持器14は、複数個の玉12を転動自在に保持している。

【0036】前述した構成によって、パワーローラ軸受11は入力ディスク2と出力ディスク3との間に揺動自在に設けられている。ローディングカム機構6が入出力ディスク2、3を互いに近付ける方向に入力ディスク2を押圧することによって、駆動源Eによって回転される入力ディスク2の回転駆動力を、パワーローラ10を介して出力ディスク3に伝達して、動力として取り出す。

【0037】パワーローラ10には、ローディングカム機構6が入力ディスク2を押圧して入出力ディスク2、3双方と転接する際に、スラスト方向の荷重が加わる。パワーローラ軸受11は、入力ディスク2及び出力ディスク3からパワーローラ10に加わるスラスト方向の荷

重を支承し、かつパワーローラ10の回転を許容する。

【0038】また、外輪13とパワーローラ10は、図2ないし図4に示すように、それぞれ互いに相対する端面17、18に、軌道溝15、16を形成している。軌道溝15、16は、それぞれ、端面17、18に円環状に形成されている。軌道溝15、16は、それぞれ断面円弧状に形成されている。

【0039】軌道溝15、16の表面には、図3(A)及び図4(A)に示すように、それぞれ残留圧縮応力層23、24が形成されている。残留圧縮応力層23、24は、それぞれ、軌道溝15、16の表面にショットピーニング加工などが施されることによって形成される。これらの残留圧縮応力層23、24は、それぞれ、 -20 kgf/mm^2 から -100 kgf/mm^2 までの範囲の残留圧縮応力を有している。

【0040】前述した構成の外輪13及びパワーローラ10は、以下に示す工程にしたがって得られる。まず、図5中のステップS1に示すように、素材としてのワークに鍛造加工を施して、完成品に近い形状に成形して、ステップS2に進む。ステップS2では、ワークに切削加工を施してステップS3に進む。ステップS3では、ワークに浸炭・浸炭窒化処理などの熱処理を施してステップS4に進む。

【0041】ステップS4では、ワークに研削加工を施し、略製品形状と同等の形状に成形してステップS5に進む。ステップS5では、軌道溝15、16の表面などに超仕上げ加工などを施してステップS6に進む。ステップS6では、軌道溝15、16の表面などにショットピーニング加工などを施して、所望の形状の外輪13及びパワーローラ10を得る。

【0042】前述した構成によれば、軌道溝15、16の残留圧縮応力層23、24の表面には、図6に示すように、ショットピーニング加工によって凹部25と凸部26とが形成されている。これらの凹部25と凸部26とに間に、潤滑油などが保持されることとなり、前記パワーローラ軸受11の潤滑不良を防止する。したがって、パワーローラ軸受11の寿命の低下を抑制できる。

【0043】また、本実施形態によれば、軌道溝15、16に研磨加工を施した後に、ショットピーニング加工を施す。このため、外輪13及びパワーローラ10の軌道溝15、16の表面から残留圧縮応力層23、24が取り除かれることなく形成される。この残留圧縮応力層23、24によって、玉12が軌道溝15、16を転動する際に生じる接触面圧が緩和される。したがって、パワーローラ軸受11の疲れ寿命の低下を抑制することができる。

【0044】また、本発明においては、外輪13及びパワーローラ10を成形する際に、図7に示した工程にしたがっても良い。図7に示した工程では、ステップS4で研削加工を施した後、ステップS5において、軌道

溝15、16の表面にショットピーニング加工などを施す。そして、ステップST6において、軌道溝15、16の表面に超仕上げ加工を施す。なお、図7において、図5と同一の工程には同一符号を付して説明を省略する。

【0045】図7に示した工程にしたがって外輪13及びパワーローラ10を成形すると、軌道溝15、16の残留圧縮応力層23、24の表面には、図8に示すように、図6に示した場合の凸部26が超仕上げ加工によって取り除かれて凹部25のみが形成される。これらの凹

部25内に潤滑油などが保持されて、前記パワーローラ軸受11の潤滑不良を防止する。したがって、この場合においても、パワーローラ軸受11の寿命の低下を抑制できる。

【0046】次に、発明者らは、本発明のパワーローラ軸受11の作用を確かめるために、前述した外輪13及びパワーローラ10を備えたトロイダル形無段変速装置20の耐久試験を行った。試験結果を次の表1に示す。

【0047】

【表1】

表1 試験結果

	寿 命	不具合内容
本発明品 A	100時間以上	なし
本発明品 B	100時間以上	なし
本発明品 C	100時間以上	なし
比較例 A	65時間	軌道溝の表面がはくり
比較例 B	68時間	軌道溝の表面がはくり
比較例 C	59時間	軌道溝の表面がはくり

【0048】なお、試験においては、入力軸1の回転数を4000rpmとし、駆動源Eからの入力トルクを390Nmとし、潤滑油として合成トラクションオイルを用い、この潤滑油の温度を100℃として行った。

【0049】また、表1中の本発明品A及び本発明品Bは、図7に示した工程にしたがって得ているとともに、本発明品Cは、図5に示した工程にしたがって得ている。また、比較例A、比較例B及び比較例Cは、軌道溝の表面にショットピーニング加工を施していない。

【0050】表1に示した試験結果によると、ショットピーニング加工を施した本発明品Aないし本発明品Cは、いずれも100時間の試験時間内では、破損することはなかった。比較例AないしCは、いずれも試験時間60時間前後で、軌道溝の表面にはくりが生じた。

【0051】このように、軌道溝15、16の表面にショットピーニング加工を施して、残留圧縮応力層23、24を形成することによって、高寿命なトロイダル形無段変速装置20のパワーローラ軸受11を得ることができるのが明らかとなった。

【0052】また、前記残留圧縮応力層23、24が 100 kgf/mm^2 などの比較的高い残留圧縮応力を有するように形成するために、軌道溝15、16の表面を比較的強く打ちつけると、これらの軌道溝15、16の表面に微細なクラックが生じることがある。この場合、図7に示した工程にしたがってショットピーニング加工を施した後に超仕上げ加工を施すことによって、前述した微細なクラックを取り除くことができる。

【0053】また、本実施形態では、外輪13の軌道溝15の表面と、パワーローラ10の軌道溝16の表面と

の両方に残留圧縮応力層23、24を形成したが、これらの軌道溝15、16のうち何れか一方に残留圧縮応力層23、24を形成しても良い。この場合においても、パワーローラ軸受11の寿命の低下を確実に抑制することができる。このように、前記残留圧縮応力層23、24を、外輪13の軌道溝15の表面と、パワーローラ10の軌道溝16の表面とのうち少なくとも一方に形成することによって、トロイダル形無段変速装置20のパワーローラ軸受11の寿命の低下を抑制できる。

【0054】さらに、前述した軌道溝15、16以外にも、ショットピーニング加工を施しても勿論良く、このショットピーニング加工の他にバレル加工などを施して、前述した残留圧縮応力層23、24を形成しても良い。

【0055】以上のショットピーニングによる転がり疲れ寿命の向上はトロイダル形無段変速装置20のトラクション面にも適用できる。すなわち、高温・高速・高面圧・スピンの存在・トラクション油の使用等の条件はパワーローラ軸受11と類似しており、この技術がトラクション面にも有効である。表1に示す実験結果は、この技術がトラクション面にも有効であることを示している。図1に示すようなハーフトロイダル形無段変速装置20はもちろんフルトロイダル形無段変速装置にも適用できる。すなわち、ディスク2、3及びパワーローラ10それぞれのトラクション面のうち少なくとも一つにショットピーニングを施すことで長寿命化を図る。

【0056】

【発明の効果】本発明のトロイダル形無段変速装置のパワーローラ軸受は、軌道溝にショットピーニング加工を

施して、軌道溝の表面に残留圧縮応力が生じた層を形成している。この残留圧縮応力が生じた層によって、玉が軌道溝を転動する際に生じる接触面圧が緩和される。したがって、パワーローラ軸受の疲れ寿命の低下を抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態のシングルキャビティ式ハーフトロイダル形無段変速装置の一部を示す縦断面図。

【図2】同実施形態のパワーローラ軸受を示す断面図。

【図3】同実施形態のパワーローラ軸受の外輪を示す図。

【図4】同実施形態のパワーローラ軸受のパワーローラを示す図。

【図5】同実施形態のパワーローラ軸受の外輪及びパワーローラの製造方法の一部を示す工程説明図。

【図6】図5に示した製造方法によって得られた外輪及

びパワーローラの軌道溝の表面を拡大して示す断面図。

【図7】本発明のパワーローラ軸受の外輪及びパワーローラの製造方法の変形例の一部を示す工程説明図。

【図8】図7に示した製造方法によって得られた外輪及びパワーローラの軌道溝の表面を拡大して示す断面図。

【符号の説明】

2…入力ディスク

3…出力ディスク

10…パワーローラ

11…パワーローラ軸受

12…玉

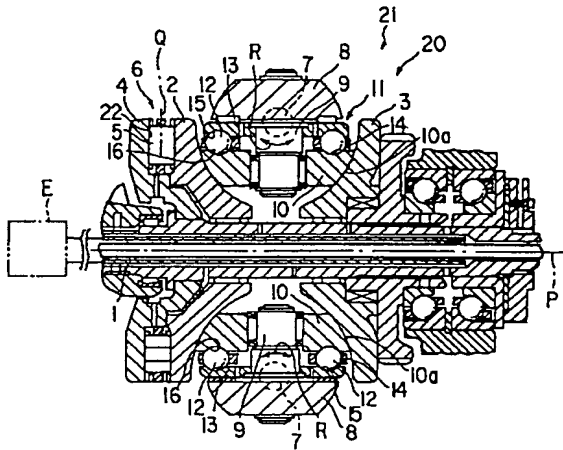
13…外輪

15…軌道溝

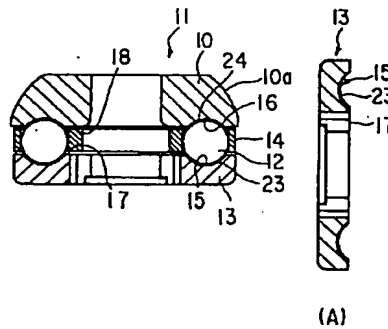
16…軌道溝

20…シングルキャビティ式トロイダル形無段変速装置（トロイダル形無段変速装置）

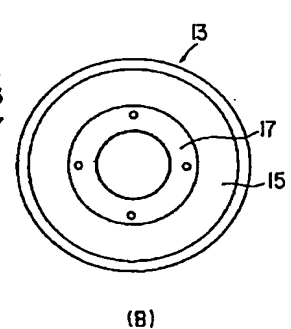
【図1】



【図2】

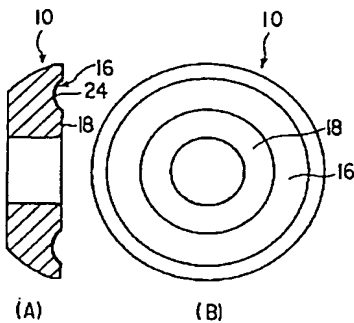


【図3】

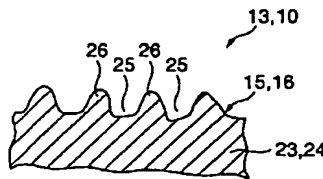
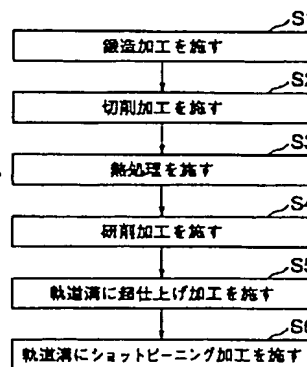


【図6】

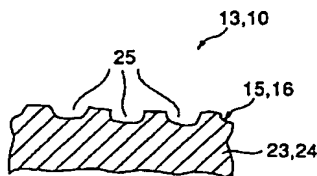
【図4】



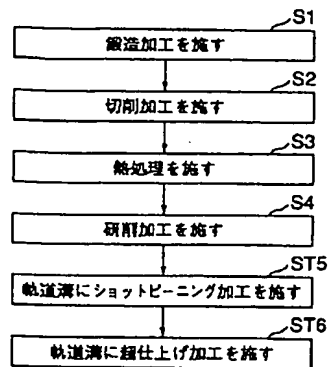
【図5】



【図8】



【図7】



フロントページの続き

(72)発明者 村上 保夫

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(72)発明者 吉川 朋伸

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

Fターム(参考) 3J051 AA04 BA03 BD02 BE09 CA05

CB07 EC03 FA01 FA02

3J101 AA02 AA32 AA42 AA53 BA51

DA02 DA09 DA11 FA31 GA01

GA11